

# Analisis dan Redesign Kekuatan Struktur pada Girder Overhead Crane 6.3 Ton

Ayzam Sunainah dan I Nyoman Sutantra

Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)

e-mail: tantra@me.its.ac.id

**Abstrak**—Pada era globalisasi ini, menurut data BPS Statistik Industri Manufaktur dari tahun 2013 hingga 2015 terdapat kenaikan pada jumlah industri manufaktur yang ada di Indonesia. *Overhead crane* merupakan *crane* yang sering digunakan di workshop industri manufaktur sebagai alat bantu untuk penataan barang, proses produksi, serta perbaikan produk. Karena perannya yang sangat penting, maka dari itu diperlukan *overhead crane* yang mampu digunakan sesuai kebutuhan, aman, dan tahan lama atau tidak mudah rusak, sehingga biaya yang diperlukan lebih ekonomis. Pada penelitian tugas akhir ini, akan dilakukan analisis kekuatan struktur *overhead crane* dengan mensimulasikan pada software berbasis metode elemen hingga (*finite element analysis*) serta perhitungan umur *fatigue*. Sebelum simulasi dilakukan, akan dibuat pemodelan 3D *girder* kemudian dimasukkan gaya-gaya yang bekerja pada *crane* yaitu, gaya berat, gaya angkat, dan gaya ayun beban. Gaya-gaya yang diaplikasikan akan diposisikan pada  $x=3.5$  m,  $x=10.788$  m, dan  $x=18.576$  m. Untuk analisis *fatigue* akan dilakukan pengolahan data hasil simulasi tegangan untuk mengetahui umur siklus *crane*. Berdasarkan hasil tersebut akan dilakukan desain ulang untuk mendapatkan struktur yang diinginkan yaitu, berupa struktur yang diharapkan kuat terhadap beban statis dan dinamis, mempunyai umur siklus yang lama, serta mempunyai distribusi tegangan yang lebih merata. Hasil dari penelitian ini tegangan von Mises yang mempunyai *stress range* dan *mean stress* terbesar ada pada siklus kedua yaitu pada saat posisi pembebanan di  $x=10.788$  m. Tegangan yang dimiliki oleh siklus tersebut adalah tegangan maksimum 230,393 MPa dan tegangan minimum 79,482 MPa. Tegangan ini sudah aman menurut Soderberg *failure line* tetapi belum aman dengan angka keamanan 1,5 dan memiliki usia *fatigue* 644409 siklus. Sedangkan tegangan pada *girder* setelah *redesign* pada siklus yang sama mempunyai tegangan maksimum 204,589 MPa dan tegangan minimum 70,055 MPa. Tegangan ini sudah aman menurut angka keamanan 1,5 dan mempunyai umur 91033 siklus.

**Kata Kunci**—*fatigue*, kekuatan struktur, metode elemen hingga, *overhead crane*.

## I. PENDAHULUAN

SEMAKIN berkembangnya zaman, produksi yang dilakukan oleh suatu industri dituntut semakin cepat dengan kapasitas yang semakin besar. Oleh karena itu, dalam dunia industri sekarang dibutuhkan alat bantu untuk memindahkan dan mengangkat barang mulai dari yang sederhana (konvensional) sampai yang menggunakan teknologi otomatis. Menurut data BPS Statistik Industri Manufaktur dari tahun 2013 hingga 2015 terdapat kenaikan pada jumlah industri manufaktur yang ada di Indonesia seperti [1][2], dan [3]. Saat ini, *overhead crane* merupakan *crane* yang sering digunakan di

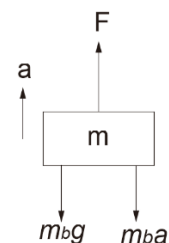
*workshop* industri manufaktur sebagai alat bantu untuk penataan barang di gudang, pemindahan barang dari satu *workstation* ke *workstation* berikutnya, proses produksi, serta perbaikan produk. Sehingga *crane* memiliki peran besar dalam produktivitas industri manufaktur. Namun menurut *Occupational Safety and Health Administration* (OSHA) 80% penyebab utamanya adalah akibat *overloading*. Penggunaan komponen yang cacat, pengangkatan beban melebihi kapasitas, menyeret beban, dan beban dinamis yang tidak diperhitungkan seperti *swinging* dan *sudden drop* merupakan faktor-faktor yang menyebabkan terjadinya *overloading* [4]. Jika terjadi kegagalan pada struktur *crane* maka dapat menyebabkan kerusakan *irreversible* dan membahayakan para pekerja. Hal tersebut tentunya akan memakan biaya yang besar, sehingga diperlukan *overhead crane* yang mampu digunakan sesuai kebutuhan, aman, dan tahan lama atau tidak mudah rusak, sehingga biaya yang diperlukan lebih ekonomis.

Berdasarkan hal diatas, maka perlu diketahui kekuatan struktur dan umur *fatigue* pada *crane* yang sudah ada kemudian dilakukan desain ulang untuk mendapatkan struktur yang lebih kuat terhadap beban statis dan dinamis, mempunyai distribusi tegangan yang lebih merata sehingga mempunyai umur siklus yang lama.

## II. URAIAN PENELITIAN

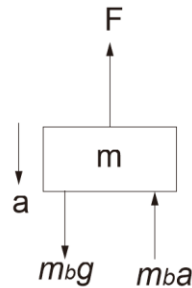
Penelitian tugas akhir ini dilakukan untuk melihat kekuatan struktur, defleksi dan tegangan, dari pembebanan dinamis pada *girder over head crane* yaitu, serta mengetahui umur *fatigue* yang akibat pembebanan tersebut. Dari hasil analisis simulasi tersebut kemudian dilakukan desain ulang pada *girder overhead crane* dengan kapasitas yang sama, tetapi mempunyai kekuatan struktur dan usia *fatigue* yang lebih baik.

Gaya-gaya yang bekerja pada girder tidak hanya gaya berat maksimum (berat girder, berat *hoist*, dan berat SWL) akan tetapi juga gaya angkat dan gaya ayun.



Gambar 1. Free body diagram saat beban diangkat.

$$\begin{aligned}\Sigma F &= m a & (1) \\ F &= m_b g + m_b a & (2) \\ F &= W_b + m_b a & (3)\end{aligned}$$



Gambar 2. Free body diagram gaya saat beban diturunkan.

$$F = W_b - m_b a \quad (4)$$

Dimana :

$F$  = gaya angkat (N)

$W_b$  = gaya berat benda (N)

$m_b$  = massa benda (kg)

$g$  = percepatan gravitasi ( $m/s^2$ )

$a$  = percepatan gerak ( $m/s^2$ )

Untuk mencari percepatan pada saat pengangkatan dan penurunan benda dapat menggunakan persamaan berikut:

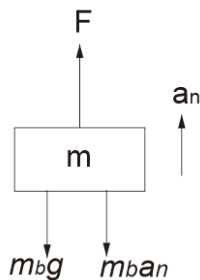
$$V^2 = V_0^2 + 2as \quad (5)$$

Dimana :

$V$  = kecepatan angkat ( $m/s$ )

$V_0$  = kecepatan angkat awal ( $m/s$ )

$s$  = jarak perpindahan (m)



Gambar 3. Free body diagram saat benda mengayun.

$$a_n = \omega^2 R \quad (6)$$

$$\omega = \frac{v}{R} \quad (7)$$

$$F = m_b g + m_b a_n \quad (8)$$

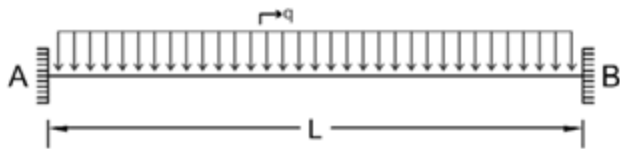
Dengan :

$F$  = gaya total (N)

$\omega$  = kecepatan rotasi (rad/s)

$R$  = panjang tali yang mengayun (m)

$a_n$  = percepatan normal ( $m/s^2$ )



Gambar 4. Model tumpuan jepit dan gaya distribusi rata [5].

$$M_{BA} = \frac{qL^2}{12} \quad (9)$$

$$M_{AB} = M_{BA} \quad (10)$$



Gambar 5. Model tumpuan jepit dan gaya terpusat [5].

$$M_{BA} = \frac{Pba^2}{L^2} \quad (11)$$

$$M_{BA} = \frac{Pba^2}{L^2} \quad (12)$$

Gaya reaksi pada girder crane dapat dicari menggunakan persamaan berikut:

$$R_A = \frac{Pb}{L} \quad (13)$$

$$R_B = \frac{Pa}{L} \quad (14)$$

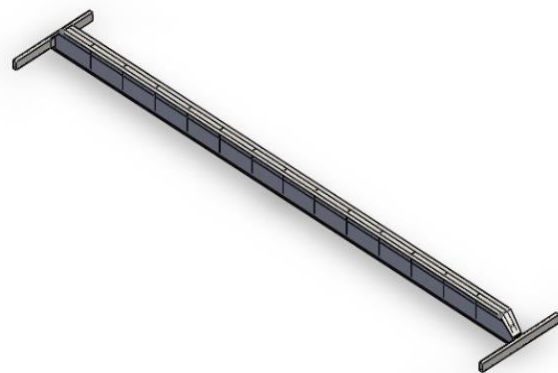
Tegangan normal dapat dicari dengan persamaan berikut:

$$\sigma = M \frac{y}{I} \quad (15)$$

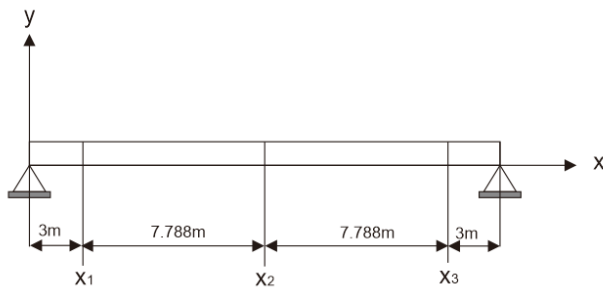
Tabel 1.

Spesifikasi *overhead crane* [6]

Type	MHE – Demag Single Girder Overhead Travelling Crane	
Safe working load	6.3 Ton	
Span	22 m	
Main girder	21,576 m	
Hook path	8 m	
Main hoisting speed	4,5/0,8 m/min	0,0937 m/s
Cross travel speed	30/5 m/min	0,1 m/s
Long travel speed	40/10 m/min	0,067 m/s
Crane operation	Indoor	
Deflection design	Min. L/750	

Gambar 6. Pemodelan 3D *overhead crane* dengan Solidworks.

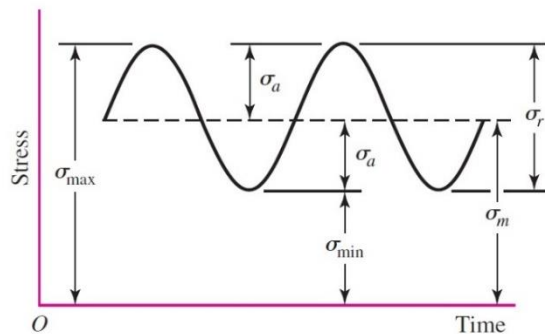
Setelah dilakukan pemodelan struktur secara 3D kemudian dapat dimasukkan properti material menurut standar DIN 15018 yaitu ST37-2, kondisi batas atau *boundary condition* yaitu posisi tumpuan struktur, gaya-gaya pada girder crane yang akan diaplikasikan pada  $x=3.5$  m,  $x=10.788$  m,  $x=3.5$  m, dan yang terakhir dilakukan *mesh&run* untuk melihat defleksi (*displacement*) dan tegangan yang ada. Pemodelan dan simulasi dilakukan dengan *software* berbasis metode elemen hingga.



Gambar 7. Posisi x terhadap panjang girder L.

Pergantian posisi ini juga untuk menentukan tegangan maksimum dan minimum tiap siklus kerja crane yang telah ditentukan. Siklus 1 yaitu pada posisi x1 beban SWL diangkat kemudian digerakkan secara *cross travel* dan *long travel* sesuai kebutuhan kemudian diturunkan. Siklus 2 yaitu pada posisi x2 yaitu L/2 beban diperlakukan sama dengan siklus 1. Siklus 3 berada pada posisi x3 dengan perlakuan pembebanan sama dengan siklus 1.

Setelah mengetahui tegangan maksimum dan minimum tiap siklus kemudian data tersebut diolah secara terminologi beban siklus seperti dibawah ini.



Gambar 8. Stress vs time sinusoidal fluctuating stress [7].

Pengertian beberapa istilah pada teori *fatigue* [8]:

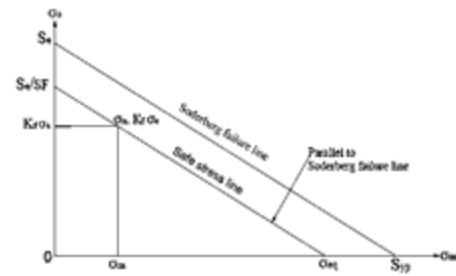
1. *Cycle* (N) adalah siklus dimana beban bermula dari posisi rata-rata pada waktu tertentu dan kembali ke posisi yang sama setelah beberapa interval waktu.
2. *Maximum stress* ( $\sigma_{max}$ ) merupakan nilai tegangan maksimum yang terjadi pada keseluruhan suatu material ketika pembebanan.
3. *Minimum stress* ( $\sigma_{min}$ ) merupakan nilai tegangan maksimum yang terjadi pada keseluruhan suatu material ketika pembebanan.
4. *Mean stress* ( $\sigma_m$ )

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (11)$$

$$\text{5. Stress range } (\sigma_r) \quad \sigma_r = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (12)$$

$$\text{6. Amplitude of stress } (\sigma_a) \quad \sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (13)$$

$$\text{7. Stress ratio (R)} \quad R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (14)$$



Gambar 9. Equivalent Stress pada Soderberg Line.

Keterangan :

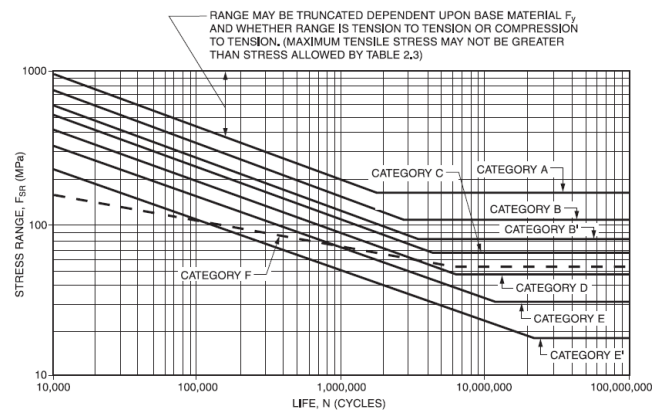
$K_f$  = *fatigue stress concentration factor*

$S_e$  = *endurance limit* (MPa)

$S_{yp}$  = *yield point strength* (MPa)

$\sigma_{eq}$  = tegangan ekuivalen (MPa)

$$\sigma_{eq} = \frac{S_{yp}}{\text{Safety factor}} \quad (20)$$



Gambar 10. Kurva S-N berdasarkan AWS D1.1, 2002 section 2 non tubular joints [8].

Secara matematis kurva diatas dapat dibaca menggunakan persamaan berikut:

$$\log N = \log \log A - m \log \Delta \sigma \quad (21)$$

$$N = \frac{A}{\Delta \sigma^m} \quad (22)$$

Dimana:

N = jumlah *cycle*

A = parameter kurva S-N berdasarkan data tabel 2

$\Delta \sigma$  = rentang tegangan

m = *slope inverse* negatif. Bernilai 3 untuk semua kategori *joint-stress*, terkecuali kategori F dengan m = 5.8

Tabel 2.

Korespondensi kategori stress dengan parameter kurva S-N untuk sambungan non-tubular [8]

Stress Category	$S_t$ (ksi)	A	m
A	24	$276 \times 10^8$	3
B	16	117	3
C	12	67,5	3
D	10	43,9	3
E	7	20	3
F	5	10,2	3
E'	3	4,3	3
F	8	68,5	5,8

### III. HASIL DAN ANALISIS

#### A. Hasil Simulasi Statis Girder Overhead Crane

Tabel 3.

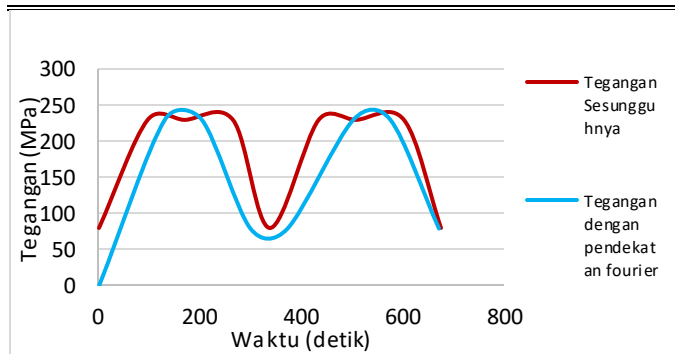
Hasil simulasi defleksi (mm)

Siklus	defleksi dengan gaya angkat	defleksi dengan gaya ayun	defleksi dengan gaya berat hoist	Titik defleksi maksimum
siklus 1	6,89828	6,90163	3,68838	30612
siklus 2	13,4222	13,4317	4,11421	86353
siklus 3	6,90776	6,91112	3,68882	77360

Tabel 4.

Hasil simulasi tegangan von Mises (MPa)

Siklus	Tegangan (MPa) dengan gaya angkat 66069 N	Tegangan (MPa) dengan gaya ayun 66132 N	Tegangan (MPa) dengan gaya berat hoist 4238 N	Titik kritis
siklus 1	206,618	206,751	76,8155	5316
siklus 2	230,235	230,393	79,482	5850
siklus 3	210,496	210,628	78,2105	5850



Gambar 11. Grafik waktu vs tegangan pada siklus ke 2.

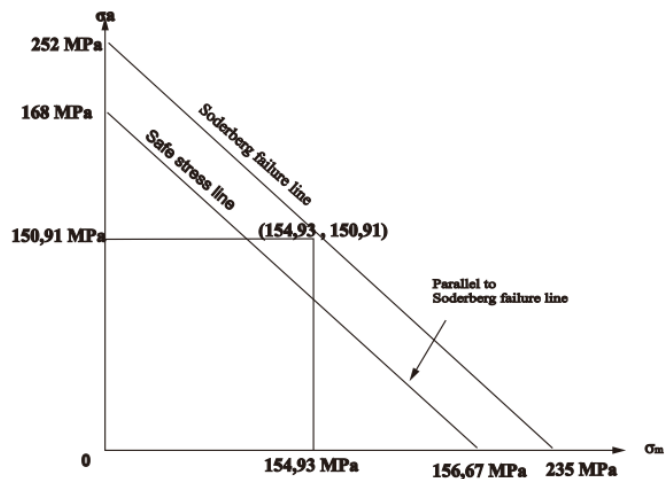
Tabel 5.  
Hasil perhitungan *mean stress*

Siklus	Tegangan von Mises (MPa)		Mean stress (MPa)
	max	min	
Siklus 1	206,751	76,8155	141,78325
Siklus 2	230,393	79,482	154,9375
Siklus 3	210,628	78,2105	144,41925

Tabel 6.  
Hasil perhitungan *alternating stress*

Siklus	Tegangan von Mises (MPa)		Alternating stress (MPa)
	max	min	
Siklus 1	206,751	76,8155	64,96775
Siklus 2	230,393	79,482	75,4555
Siklus 3	210,628	78,2105	66,20875

Setelah mendapatkan hasil perhitungan tegangan rata-rata dan tegangan *alternate* (amplitudo), kemudian hasil tersebut diplotkan pada diagram Soderberg *failure line* dengan angka keamanan 1,5.

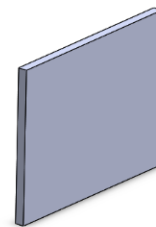
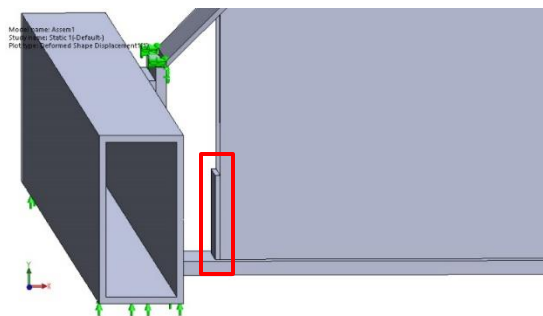
Gambar 12. Posisi tegangan pada grafik Soderberg *failure line*.

Pada Soderberg *failure line* dapat dilihat bahwa tegangan masih belum aman dengan angka keamanan 1,5.

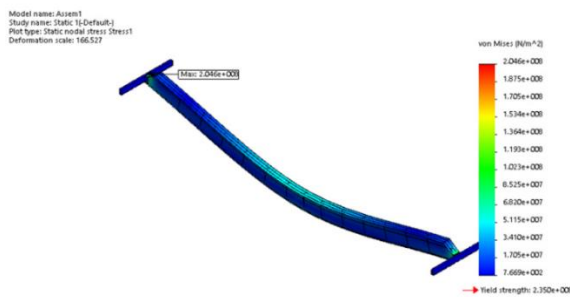
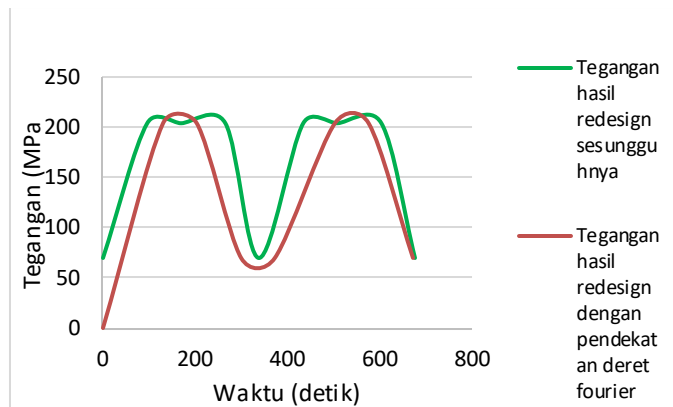
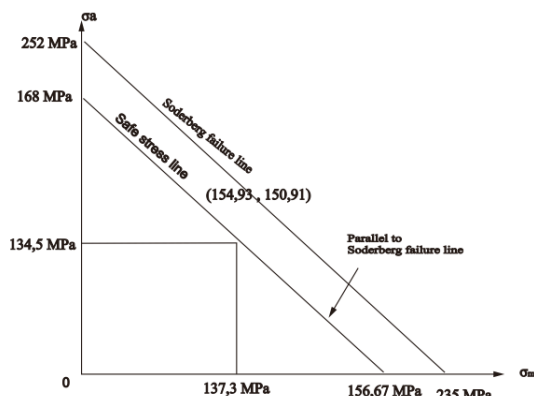
Untuk menghitung umur siklus *crane*, akan dilihat berdasarkan kategori tegangannya dengan tabel 2.5, plot kurva S-N untuk *crane* ini menurut gambar 2.17 adalah B' dengan  $A = 67,5 \times 10^8$  dan  $m = 3$  sehingga N dapat diketahui sebagai berikut. Rentang tegangan  $\Delta\sigma$  diubah dari satuan MPa ke Ksi terlebih dahulu. Sehingga didapatkan umur siklus fatigue adalah 644409 siklus. Hasil tersebut menunjukkan umur siklus yang dimiliki *girder crane* tersebut sudah lebih baik pada umur siklus desain minimum sesuai standar yaitu  $2 \cdot 10^4$  sampai dengan  $2 \cdot 10^5$ .

#### B. Hasil Redesign Girder Overhead Crane

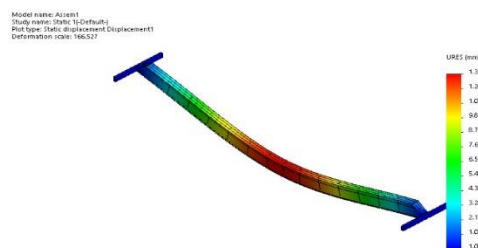
Titik-titik kritis yang ditunjukkan pada simulasi statis sebelumnya berada pada ujung-ujung *web plate* oleh karena itu dilakukan redesign berupa penambahan plat yang diletakkan pada posisi tersebut.

Gambar 13. Profil 3D *part redesign*.Gambar 14. Posisi plat *redesign*.

Kemudian dilakukan simulasi dengan langkah-langkah yang sama seperti sebelumnya, sehingga didapatkan hasil sebagai berikut.

Gambar 15. Distribusi tegangan pada *part redesign* siklus 2 gaya ayun.Gambar 16. Grafik waktu vs tegangan setelah dilakukan *redesign*.Gambar 17. Grafik *Soderberg failure line* setelah *redesign*.

Pada *Soderberg failure line* dapat dilihat bahwa tegangan sudah aman dengan angka keamanan 1,5.

Gambar 18. Defleksi pada *part redesign*.

Untuk perhitungan umur siklus sesudah dilakukan *redesign* pada girder didapatkan *stress range* = 134,5 MPa = 19,5 ksi. Sehingga didapatkan umur siklus *fatigue* 910332 siklus.

### C. Perbandingan Hasil Kekuatan Struktur dan Umur Fatigue

Perbandingan kedua hasil kekuatan struktur dan umur *fatigue* pada *girder overhead crane* sebelum dan setelah *redesign* dapat dilihat pada tabel dibawah ini.

Tabel 5.

Perbandingan hasil analisis kekuatan struktur dan *fatigue* sebelum dan sesudah *redesign*

Hasil yang dibandingkan	Satuan	Sebelum <i>redesign</i>	Setelah <i>redesign</i>
Tegangan maksimum	MPa	230,393	79,482
Tegangan minimum	MPa	204,589	70,055
Defleksi	mm	13,4317	13,15
Analisa kegagalan	-	Gagal menurut angka keamanan 1,5	Aman menurut angka keamanan 1,5
Umur <i>fatigue</i>	cycle	644409	910332

Dari tabel 5 dapat diketahui bahwa hasil *redesign* sudah lebih baik dari segi kekuatan dan umur *fatigue*. Untuk kekuatan struktur, meskipun gaya yang bekerja pada *girder* mempunyai nilai yang sama akan tetapi tegangannya baik maksimum maupun minimum yang terjadi menurun setelah dilakukan desain ulang. Begitu pula dengan defleksi atau *displacement*, meskipun tidak berbeda jauh tetapi nilainya juga menurun. Karena penurunan tegangan rata-rata dan *alternate* (amplitudo), maka pada analisa kegagalan *Soderberg line* yang awalnya masih dianggap gagal dengan angka keamanan 1,5 setelah desain ulang sudah dianggap aman dengan angka keamanan 1,5 dan hasil perhitungan umur *fatigue* juga bertambah.

## IV. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil simulasi dan pengolahan data dari penelitian *overhead crane single girder* ini, tugas akhir ini dapat disimpulkan:

1. Tegangan von Mises terbesar terdapat pada siklus ke 2 dengan gaya ayun yaitu 230,393 MPa sedangkan tegangan terkecil pada siklus yang sama yaitu pada saat beban SWL sudah diturunkan mempunyai nilai 79,482 MPa. Sehingga *mean stress* yang didapatkan adalah 154,94 MPa dan *stress range* sebesar 150,91 MPa. Pada saat diaplikasikan pada grafik *Soderberg failure line* diketahui bahwa tegangan sudah aman berdasarkan garis tersebut akan tetapi masih dianggap gagal dengan angka keamanan 1,5.
2. Usia *fatigue* pada yang didapatkan dari hasil perhitungan terminologi beban siklus adalah 644409 *cycle*, sehingga sudah dapat dikatakan aman karena sudah melebihi umur desain minimum yang ditentukan.
3. *Redesign* berupa plat yang diletakkan pada titik kritis yang ditunjukkan oleh distribusi tegangan dan umur. Tegangan maksimum yang terjadi adalah 204,589 MPa dan tegangan minimumnya adalah 70,055 MPa. Dengan adanya

*redesign* mampu mengurangi *stress range* yaitu menjadi 134,53 MPa juga mengurangi mean stress menjadi 137,332 MPa ,sehingga mampu menambah *fatigue life* hingga 910332 *cycle*. Tegangan yang dihasilkan dari *redesign girder* ini sudah mampu berada di bawah Soderberg *failure line* dengan angka keamanan 1,5.

4. Defleksi yang didapatkan dari hasil simulasi sebelum dan sesudah redesign yaitu, 13,4317 mm dan 13,15 mm. Kedua nilai defleksi ini masih jauh dengan defleksi maksimum ijin yaitu 28,768 mm sehingga masih tergolong aman.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] Sub Direktorat Statistik Industri Besar dan Sedang, "Statistik Industri Manufaktur Indonesia 2013," Jakarta, 2013.
- [2] Sub Direktorat Statistik Industri Besar dan Sedang, "Statistik Industri Manufaktur Indonesia 2014," Jakarta, 2014.
- [3] Sub Direktorat Statistik Industri Besar dan Sedang, "Statistik Industri Manufaktur Indonesia 2015," Jakarta, 2015.
- [4] K. Harman, "The Three most Common Overhead Crane Problems," 2014. [Online]. Available: <http://www.spanco.com/blog/entry/overhead-crane-safetythree-major-hazards-and-preventative-measures>.
- [5] Fulan 112 Business and Sharing, "Tabel Momen Primer," 2015. .
- [6] Demagcranes.us, "Demag Standard Cranes." [Online]. Available: [http://www.demagcranes.us/files/content/users/konstantinovsky/files/22999649d0609 Demag Standard Cranes.pdf](http://www.demagcranes.us/files/content/users/konstantinovsky/files/22999649d0609%20Demag%20Standard%20Cranes.pdf). [Accessed: 10-Nov-2017].
- [7] G. J. K. N. Richard and S. Budynas, *Mechanical Engineering Design*. New York: Mc GrawHill, 2011.
- [8] P. R. Permana, "Analisis Kekuatan Struktur dan Estimasi Fatigue Life Pada Konstruksi Container Crane Tipe RTG Berkapasitas SWL 35 Ton," Surabaya, 2015.